

10/529632

PCT/JP03/12616

日本国特許庁
JAPAN PATENT OFFICE

JP03/12616

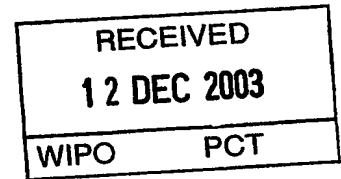
27.10.03

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出願年月日
Date of Application: 2003年 9月19日

出願番号
Application Number: 特願2003-327179
[ST. 10/C]: [JP2003-327179]



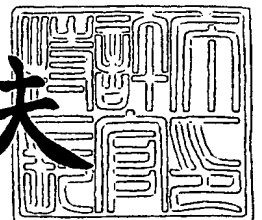
出願人
Applicant(s): 昭和電工株式会社

PRIORITY DOCUMENT
SUBMITTED OR TRANSMITTED IN
COMPLIANCE WITH
RULE 17.1(a) OR (b)

2003年11月28日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

今井康夫



出証番号 出証特2003-3098539

【書類名】 特許願
【整理番号】 P20030200
【提出日】 平成15年 9月19日
【あて先】 特許庁長官殿
【国際特許分類】 F28F 1/02
【発明者】
 【住所又は居所】 栃木県小山市犬塚1丁目480番地 昭和電工株式会社小山事業
 所内
 【氏名】 武 幸一郎
【特許出願人】
 【識別番号】 000002004
 【氏名又は名称】 昭和電工株式会社
【代理人】
 【識別番号】 100071168
 【弁理士】
 【氏名又は名称】 清水 久義
【選任した代理人】
 【識別番号】 100099885
 【弁理士】
 【氏名又は名称】 高田 健市
【選任した代理人】
 【識別番号】 100099874
 【弁理士】
 【氏名又は名称】 黒瀬 靖久
【選任した代理人】
 【識別番号】 100109911
 【弁理士】
 【氏名又は名称】 清水 義仁
【選任した代理人】
 【識別番号】 100124877
 【弁理士】
 【氏名又は名称】 木戸 利也
【先の出願に基づく優先権主張】
 【出願番号】 特願2002-290180
 【出願日】 平成14年10月 2日
【手数料の表示】
 【予納台帳番号】 001694
 【納付金額】 21,000円
【提出物件の目録】
 【物件名】 特許請求の範囲 1
 【物件名】 明細書 1
 【物件名】 図面 1
 【物件名】 要約書 1
 【包括委任状番号】 0301906

【書類名】特許請求の範囲**【請求項 1】**

所定の長さを有する扁平なチューブ本体に、チューブ長さ方向に延びる複数の冷媒通路が、チューブ幅方向に並列配置に形成される熱交換器用チューブにおいて、

前記チューブ本体の幅を「W」、前記冷媒通路の総断面積を「A_c」、前記チューブ本体の総断面積（冷媒通路部分を含む）を「A_t」、前記チューブ本体の外周囲長を「L」及び前記冷媒通路の総内周囲長を「P」としたとき、下記の関係式（イ）～（ハ）：

$$W = 6 \sim 18 \text{ mm} \quad \dots (\text{イ})$$

$$A_c / A_t \times 100 = 50 \sim 70 (\%) \quad \dots (\text{ロ})$$

$$P / L \times 100 = 350 \sim 450 (\%) \quad \dots (\text{ハ})$$

が成立するよう構成されてなることを特徴とする熱交換器用チューブ。

【請求項 2】

下記の関係式（ニ）：

$$P / W \times 100 = 750 \sim 850 (\%) \quad \dots (\text{ニ})$$

が成立するよう構成されてなる請求項 1 記載の熱交換器用チューブ。

【請求項 3】

前記冷媒通路の本数を「N」としたとき、下記の関係式（ホ）：

$$N / W = 3 \sim 4 \quad \dots (\text{ホ})$$

が成立するよう構成されてなる請求項 1 の熱交換器用チューブ。

【請求項 4】

前記チューブ本体の高さを「H」としたとき、下記の関係式（ヘ）：

$$H = 0.5 \sim 1.5 \text{ mm} \quad \dots (\text{ヘ})$$

が成立するよう構成されてなる請求項 1 記載の熱交換器用チューブ。

【請求項 5】

前記チューブ本体における隣り合う冷媒通路間の仕切壁の厚みを「T_a」としたとき、下記の関係式（ト）：

$$T_a = 50 \sim 80 \mu\text{m} \quad \dots (\text{ト})$$

が成立するよう構成されてなる請求項 1 記載の熱交換器用チューブ。

【請求項 6】

前記チューブ本体における外周壁の厚みを「T_b」としたとき、下記の関係式（チ）：

$$T_b = 80 \sim 250 \mu\text{m} \quad \dots (\text{チ})$$

が成立するよう構成されてなる請求項 1 記載の熱交換器用チューブ。

【請求項 7】

前記冷媒通路が略矩形状の断面を有する請求項 1 記載の熱交換器用チューブ。

【請求項 8】

所定の長さを有する扁平なチューブ本体に、チューブ長さ方向に延びる複数の冷媒通路が、チューブ幅方向に並列配置に形成される熱交換器用チューブにおいて、

前記チューブ本体の幅を「W」、前記チューブ本体の高さを「H」、前記チューブ本体における隣り合う冷媒通路間の仕切壁の厚みを「T_a」及び前記チューブ本体における外周壁の厚みを「T_b」としたとき、下記の関係式（イ）（ヘ）（ト）（チ）：

$$W = 6 \sim 18 \text{ mm} \quad \dots (\text{イ})$$

$$H = 0.5 \sim 1.5 \text{ mm} \quad \dots (\text{ヘ})$$

$$T_a = 50 \sim 80 \mu\text{m} \quad \dots (\text{ト})$$

$$T_b = 80 \sim 250 \mu\text{m} \quad \dots (\text{チ})$$

が成立するよう構成されてなることを特徴とする熱交換器用チューブ。

【請求項 9】

一対のヘッダー間に、両端を両ヘッダーに連通接続する複数本の熱交換器用チューブがヘッダー長さ方向に並列に配置されるようにした熱交換器において、

前記熱交換器用チューブは、所定の長さを有する扁平なチューブ本体に、チューブ長さ方向に延びる複数の冷媒通路が、チューブ幅方向に並列配置に形成されてなり、

前記チューブ本体の幅を「W」、前記冷媒通路の総断面積を「A c」、前記チューブ本体の総断面積（冷媒通路部分を含む）を「A t」、前記チューブ本体の外周囲長を「L」及び前記冷媒通路の総内周囲長を「P」としたとき、
及び前記チューブ本体における隣り合う冷媒通路間の仕切壁の厚みを「T a」としたとき、下記の関係式（イ）～（ハ）：

$$W = 6 \sim 18 \text{ mm} \quad \dots (\text{イ})$$

$$A c / A t \times 100 = 50 \sim 70 (\%) \quad \dots (\text{ロ})$$

$$P / L \times 100 = 350 \sim 450 (\%) \quad \dots (\text{ハ})$$

が成立するよう構成されてなることを特徴とする熱交換器。

【請求項 10】

一対のヘッダー間に、両端を両ヘッダーに連通接続する複数本の熱交換器用チューブがヘッダー長さ方向に並列に配置されるようにした熱交換器において、

前記熱交換器用チューブは、所定の長さを有する扁平なチューブ本体に、チューブ長さ方向に延びる複数の冷媒通路が、チューブ幅方向に並列配置に形成されてなり、

前記チューブ本体の幅を「W」、前記チューブ本体の高さを「H」、前記チューブ本体における隣り合う冷媒通路間の仕切壁の厚みを「T a」及び前記チューブ本体における外周壁の厚みを「T b」としたとき、下記の関係式（イ）（へ）（ト）（チ）：

$$W = 6 \sim 18 \text{ mm} \quad \dots (\text{イ})$$

$$H = 0.5 \sim 1.5 \text{ mm} \quad \dots (\text{へ})$$

$$T a = 50 \sim 80 \mu \text{ m} \quad \dots (\text{ト})$$

$$T b = 80 \sim 250 \mu \text{ m} \quad \dots (\text{チ})$$

が成立するよう構成されてなることを特徴とする熱交換器。

【書類名】明細書

【発明の名称】熱交換器用チューブ及び熱交換器

【技術分野】

【0001】

この発明は、自動車用エアコン、家庭用エアコン、冷蔵庫、電子機器冷却器等の冷凍サイクルにおけるコンデンサやエバポレータ等の熱交換器、及びその熱交換器用のチューブに関する。

【背景技術】

【0002】

従来、自動車用エアコンの冷凍サイクルにおけるコンデンサとして、下記特許文献1に示すように、マルチフロータイプと称される熱交換器が多く採用されている。

【0003】

この熱交換器は、一对の垂直方向に沿うヘッダー間に、両端を両ヘッダーに連通接続する複数本の熱交換器用チューブが上下に並列状に配置されるとともに、ヘッダー内に設けられた仕切部材によって、複数の熱交換器用チューブが区分けされて、複数のパスが形成される。そしてヘッダーの冷媒入口から流入されたガス冷媒が、各パスを順に流通して凝縮液化されて、ヘッダーの冷媒出口から流出されるものである。

【0004】

このような熱交換器のサイズは、要求される放熱性能や設置スペースの大きさ等によって決定されるものであり、例えばその熱交換器用チューブとしては、幅が20mm程度の扁平形状のものが一般に使用されている。

【特許文献1】国際公開第WO02/42706号

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

上記熱交換器は、主として自動車やトラック等の車両に搭載されるものであるが、このような車両においては、近年、燃費の向上や有害な排出ガス(CO₂、NO_x)の削減を目的として、軽量化が強く求められている。このため、あらゆる自動車部品の軽量化が求められ、上記熱交換器も例外ではない。

【0006】

このような状況下にあつて、熱交換器の軽量化を図るには、チューブ高さを低く設定したり、チューブの外周壁の肉厚を薄く設定したり、チューブ間のフィンを薄く設定する方法等が考えられる。

【0007】

しかしながら、これらの軽量化方法は、限界に近づいており、これらの方法に基づいて軽量化を進めようとする、熱交換器本来の性能を低下させることになる。例えばチューブ高さを低く設定すると、チューブ内の冷媒通路の通路断面積が小さくなり、通路抵抗が増大するとともに、冷媒通路の内周長が短くなり放熱性能が低下することになる。またチューブ外周壁の肉厚を薄く設定すると、耐圧性が低下することになる。更にフィンを薄く設定すると、フィンにおけるチューブと接触している部分と、フィン中央部の温度差が大きくなり、放熱性能が低下することになる。

【0008】

この発明は、上記従来技術の問題を解消し、軽量化を図りつつ、十分な耐圧性を得ることができるとともに、通路抵抗を小さくできて、熱交換性能を向上させることができる熱交換器用チューブ及び熱交換器を提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0009】

本発明者は、鋭意努力して、コンデンサ等の熱交換器用チューブの構成をあらゆる角度から詳細に分析し、更にその分析結果を基に、綿密な実験研究を繰り返したところ、熱交換器用チューブ及び熱交換器として、上記目的を達成可能な最適条件を見出し、本発

明を成すに至った。

【0010】

すなわち、本第1発明は、以下の構成を要旨とする。

【0011】

(1) 所定の長さを有する扁平なチューブ本体に、チューブ長さ方向に延びる複数の冷媒通路が、チューブ幅方向に並列配置に形成される熱交換器用チューブにおいて、

前記チューブ本体の幅を「W」、前記冷媒通路の総断面積を「 A_c 」、前記チューブ本体の総断面積（冷媒通路部分を含む）を「 A_t 」、前記チューブ本体の外周囲長を「L」及び前記冷媒通路の総内周囲長を「P」としたとき、下記の関係式（イ）～（ハ）：

$$W = 6 \sim 18 \text{ mm} \quad \dots (\text{イ})$$

$$A_c / A_t \times 100 = 50 \sim 70 (\%) \quad \dots (\text{ロ})$$

$$P / L \times 100 = 350 \sim 450 (\%) \quad \dots (\text{ハ})$$

が成立するよう構成されてなることを特徴とする熱交換器用チューブ。

【0012】

以下、同項1記載の発明（第1発明）の熱交換器用チューブは、図1及び図2に示すように、自動車用エアコンの冷凍サイクルにおけるコンデンサ等として用いられるマルチフロータイプの熱交換器に適用されるものである。

【0013】

この熱交換器は、一对の垂直方向に沿うヘッダー（50）（50）間に、それぞれ両端を両ヘッダー（50）（50）に連通接続する複数本の熱交換器用チューブ（60）が並列状に配置されるとともに、チューブ（60）の各間及び最外側のチューブ（60）の外側にフィン（51）がそれぞれ配置され、更に最外側のフィン（51）の外側にサイドプレート（52）が配置される。また、ヘッダー（50）（50）に設けられた仕切部材（53）によって、熱交換チューブ（60）が区分けされて、複数のパス（C1）～（C3）が形成される。そしてヘッダー上部の冷媒入口（50a）から流入されたガス冷媒が、各パス（C1）～（C3）を順に流通し、その流通時に外気との熱交換により凝縮液化されて、ヘッダー下部の冷媒出口（50b）から流出されるものである。

【0014】

この熱交換器におけるチューブ（60）は、アルミニウム（又はその合金）の押出成形品からなる押出チューブにより構成されている。

【0015】

図3及び図4に示すように、この熱交換器用チューブ（60）は、高さ（H）が幅（W）よりも小さい扁平なチューブ本体（61）を有している。

【0016】

チューブ本体（61）は、外周壁（63）と、その外周壁（63）の内部に一体に形成され仕切壁（64）とを具備している。仕切壁（64）は、外周壁（63）の上壁及び下壁間に架け渡されるようにして、チューブ長さ方向に連続して形成されている。そして、チューブ本体（61）における外周壁（63）の内部に、各仕切壁（64）に仕切られることにより、チューブ長さ方向に沿って延びる断面矩形状の複数の冷媒通路（65）がチューブ幅方向に並列状に形成されている。

【0017】

ここで、本発明の熱交換器用チューブ（60）においては、上記の関係式（イ）～（ハ）を成立させる必要がある。

【0018】

関係式（イ）は、チューブ幅（W）を特定するものであり、このチューブ幅（W）を6～18mmに設定する必要がある。すなわち、チューブ幅（W）が広過ぎる場合（18mm超の場合）には、高重量化を来し、初期の目的を達成するのが困難になる恐れがある。逆に幅（W）が狭過ぎる場合（6mm未満の場合）には、冷媒通路（65）を十分な大きさに確保できなくなり、冷媒通路抵抗が増加するとともに、冷媒通路（65）の内周囲長が小さくなって放熱性能が低下し、十分な熱交換性能を得ることが困難になる恐れがある。

。なおチューブ幅 (W) は、6～14 mm に設定するのが良く、より好ましくは、7～12 mm に設定するのが良い。

【0019】

関係式 (ロ) は、冷媒通路 (65) の総断面積 (A_c) とチューブ本体 (61) の冷媒通路部分を含む総断面積 (A_t) との関係を特定するものであり、この「 A_c/A_t 」×100 を 50～70 (%) に設定する必要がある、好ましくは 55～65 (%) に設定するのが良い。すなわち、「 A_c/A_t 」が小さ過ぎる場合 (50%未満の場合)、冷媒の通路抵抗が大きくなり、圧力損失が大きくなるとともに、チューブ重量の高重量化を来す恐れがある。逆に「 A_c/A_t 」が大き過ぎる場合 (70%を超える場合)、流路断面積が増大し、チューブ内における冷媒の流速が低下し、熱伝達率が減少する恐れがある。

【0020】

また関係式 (ハ) は、チューブ本体 (61) の外周囲長 (L) と冷媒通路 (65) の総内周囲長 (P) との関係を特定するものであり、「 P/L 」×100 を 350～450 (%) に設定する必要がある、より好ましくは 360～420 (%) に設定するのが良い。すなわち「 P/L 」が小さ過ぎる場合 (350%未満の場合)、伝熱性が低下し、熱交換器として十分な熱性能が得られない。逆に「 P/L 」が大き過ぎると (450%を超えると)、例えばチューブをアルミニウム押出成形品により構成する場合等において、押出金型に緻密な形状が必要となりチューブ製造が困難になる恐れがある。更に 3 次元形状加工方法や連通孔 (冷媒通路) をロールフォーミング等で形成する方法であっても、金型が緻密な形状となりチューブ製造が困難になる恐れがある。

【0021】

本第 1 発明の熱交換器用チューブを有する熱交換器においては、同項 (1) 記載の構成を有するものであるため、軽量化を図りつつ、十分な耐圧性を得ることができる上更に、通路抵抗を小さくできて、熱交換性能を向上させることができる。

【0022】

一方、本第 1 発明においては、以下の (2)～(7) 項に記載の構成を採用するのが好ましい。

【0023】

(2) 下記の関係式 (ニ) :

$$P/W \times 100 = 750 \sim 850 (\%) \quad \dots (ニ)$$

が成立するよう構成されてなる前項 (1) 記載の熱交換器用チューブ。

【0024】

同項 (2) は、チューブ本体 (61) の総内周囲長 (P) とチューブ幅 (W) との関係を特定するものであり、「 $P/W \times 100$ 」を 750～850 (%) に設定するのが好ましい。すなわちこの「 P/W 」が上記の規定値を逸脱する場合には、良好な通路形状を得ることができず、通路抵抗の増大や伝熱性の低下により、熱交換性能を低下させる恐れがある。

【0025】

(3) 前記冷媒通路の本数を「N」としたとき、下記の関係式 (ホ) :

$$N/W = 3 \sim 4 (\text{個/mm}) \quad \dots (ホ)$$

が成立するよう構成されてなる前項 1 又は 2 記載の熱交換器用チューブ。

【0026】

同項 (3) は、冷媒通路 (65) の本数 (N) とチューブ幅 (W) との関係を特定するものであり、「 N/W 」を 3～4 (個/mm) に設定するのが良い。すなわちこの「 N/W 」が小さ過ぎる場合 (3個/mm未満の場合) には、仕切壁 (64) の幅の数が減少して耐圧性が低下する恐れがある。逆に「 N/W 」が大き過ぎる場合 (4個/mm超の場合) には、通路 (65) の幅が小さくなって、通路抵抗の増大により、熱交換性能を低下させる恐れがある。

【0027】

(4) 前記チューブ本体の高さを「H」としたとき、下記の関係式 (ヘ) :

$H = 0.5 \sim 1.5 \text{ mm}$... (へ)

が成立するよう構成されてなる前項 1 ないし 3 のいずれかに記載の熱交換器用チューブ。

【0028】

同項 (4) は、チューブ高さ (H) を特定するものであり、このチューブ高さ (H) を $0.5 \sim 1.5 \text{ mm}$ に設定するのが望ましい。すなわちチューブ高さ (H) が高過ぎる場合 (1.5 mm 超の場合) には、チューブサイズの増大により高重量化を来とし、初期の目的を達成するのが困難になる恐れがある。逆にチューブ高さ (H) が低過ぎる場合 (0.5 mm 未満の場合) には、冷媒通路 (65) を十分な大きさに確保できなくなり、冷媒通路抵抗が増加するとともに、冷媒通路 (65) の内周囲長が小さくなって放熱性能が低下し、十分な熱交換性能を得ることが困難になる恐れがある。

【0029】

なおチューブ高さ (H) を、 0.5 mm 未満に設定するために、チューブ本体 (61) の外周壁 (63) の厚さを薄くして、冷媒通路 (65) の大きさを確保しようとする、外周壁 (63) の耐圧性、ひいてはチューブ全体の耐圧性が低下する恐れがある。

【0030】

(5) 前記チューブ本体における隣り合う冷媒通路間の仕切壁の厚みを「 T_a 」としたとき、下記の関係式 (ト) :

$$T_a = 50 \sim 80 \mu\text{m} \quad \dots (\text{ト})$$

が成立するよう構成されてなる前項 1 ないし 4 のいずれかに記載の熱交換器用チューブ。

【0031】

同項 (5) は、チューブ本体 (61) における隣合う冷媒通路間の仕切壁 (64) の厚み (T_a) を特定するものであり、この仕切壁厚み (T_a) を $50 \sim 80 \mu\text{m}$ に設定するのが、より好ましい。すなわちこの厚み (T_a) が薄過ぎる場合 ($50 \mu\text{m}$ 未満の場合) には、仕切壁 (64) の強度が低下し、十分な耐圧性を得ることが困難になる恐れがある。逆に仕切壁厚み (T_a) が厚過ぎる場合 ($80 \mu\text{m}$ 超の場合) には、冷媒通路 (65) を十分な大きさに確保できなくなり、冷媒通路抵抗が増加して熱交換性能が低下する恐れがある。

【0032】

(6) 前記チューブ本体における外周壁の厚みを「 T_b 」としたとき、下記の関係式 (チ) :

$$T_b = 80 \sim 250 \mu\text{m} \quad \dots (\text{チ})$$

が成立するよう構成されてなる前項 1 ないし 5 のいずれかに記載の熱交換器用チューブ。

【0033】

同項 (6) は、チューブ本体 (61) の外周壁 (63) の厚み (T_b) を特定するものであり、この外周壁厚み (T_b) を $80 \sim 250 \mu\text{m}$ に設定するのが、より一層好ましい。すなわちこの厚み (T_b) が薄過ぎる場合 ($80 \mu\text{m}$ 未満の場合) には、外周壁 (63) の強度が低下し、十分な耐圧性を得ることが困難になる恐れがある。逆に外周壁厚み (T_b) が厚過ぎる場合 ($250 \mu\text{m}$ 超の場合) には、冷媒通路 (65) を十分な大きさに確保できなくなり、冷媒通路低下が増加して熱交換性能が低下する恐れがある。

【0034】

(7) 前記冷媒通路が略矩形状の断面を有する前項 1 ないし 6 のいずれかに記載の熱交換器用チューブ。

【0035】

同項 (7) においては、冷媒通路 (65) を略矩形 (四角形) 断面に形成するものであるため、例えば円形断面等のものと比較して、冷媒通路 (65) の内周囲長及び冷媒通路断面積を大きく確保することができる。このため、同項 (7) 記載の構成においては、放熱抵抗を増大させることができるとともに、通路抵抗を減少させることができ、熱交換性能を一段と向上させることができる。

【0036】

なお、前項 (2) ~ (7) の好適構成は、後述の第 2 ないし第 4 発明にもそれぞれ適用

可能であり、上記と同様の作用効果を奏するものである。

【0037】

上記目的を達成するため、本第2発明は、以下の構成を要旨とする。

【0038】

(8) 所定の長さを有する扁平なチューブ本体に、チューブ長さ方向に延びる複数の冷媒通路が、チューブ幅方向に並列配置に形成される熱交換器用チューブにおいて、

前記チューブ本体の幅を「W」、前記チューブ本体の高さを「H」、前記チューブ本体における隣り合う冷媒通路間の仕切壁の厚みを「Ta」及び前記チューブ本体における外周壁の厚みを「Tb」としたとき、下記の関係式(イ) (ヘ) (ト) (チ)：

$$W = 6 \sim 18 \text{ mm} \quad \dots (イ)$$

$$H = 0.5 \sim 1.5 \text{ mm} \quad \dots (ヘ)$$

$$Ta = 50 \sim 80 \text{ } \mu\text{m} \quad \dots (ト)$$

$$Tb = 80 \sim 250 \text{ } \mu\text{m} \quad \dots (チ)$$

が成立するよう構成されてなることを特徴とする熱交換器用チューブ。

【0039】

同項(8)記載の発明(第2発明)の熱交換器用チューブは、熱交換器に適用した際に、上記第1発明と同様に、軽量化を図りつつ、十分な耐圧性を得ることができる上更に、通路抵抗を小さくできて、熱交換性能を向上させることができる。

【0040】

上記目的を達成するための、本第3発明は、以下の構成を要旨とする。

【0041】

(9) 一对のヘッダー間に、両端を両ヘッダーに連通接続する複数本の熱交換器用チューブがヘッダー長さ方向に並列に配置されるようにした熱交換器において、

前記熱交換器用チューブは、所定の長さを有する扁平なチューブ本体に、チューブ長さ方向に延びる複数の冷媒通路が、チューブ幅方向に並列配置に形成されてなり、

前記チューブ本体の幅を「W」、前記冷媒通路の総断面積を「Ac」、前記チューブ本体の総断面積(冷媒通路部分を含む)を「At」、前記チューブ本体の外周囲長を「L」及び前記冷媒通路の総内周囲長を「P」としたとき、

及び前記チューブ本体における隣り合う冷媒通路間の仕切壁の厚みを「Ta」としたとき、下記の関係式(イ)～(ハ)：

$$W = 6 \sim 18 \text{ mm} \quad \dots (イ)$$

$$Ac / At \times 100 = 50 \sim 70 (\%) \quad \dots (ロ)$$

$$P / L \times 100 = 350 \sim 450 (\%) \quad \dots (ハ)$$

が成立するよう構成されてなることを特徴とする熱交換器。

【0042】

同項(9)記載の発明(第3発明)は、上記第1発明の熱交換器用チューブを用いた熱交換器を特定するものであるため、上記と同様に、軽量化を図りつつ、十分な耐圧性を得ることができる上更に、通路抵抗を小さくできて、熱交換性能を向上させることができる。

【0043】

上記目的を達成するため、本第4発明は、以下の構成を要旨とする。

【0044】

(10) 一对のヘッダー間に、両端を両ヘッダーに連通接続する複数本の熱交換器用チューブがヘッダー長さ方向に並列に配置されるようにした熱交換器において、

前記熱交換器用チューブは、所定の長さを有する扁平なチューブ本体に、チューブ長さ方向に延びる断面矩形状の複数の冷媒通路が、チューブ幅方向に並列配置に形成されてなり、

前記チューブ本体の幅を「W」、前記チューブ本体の高さを「H」、前記チューブ本体における隣り合う冷媒通路間の仕切壁の厚みを「Ta」及び前記チューブ本体における外周壁の厚みを「Tb」としたとき、下記の関係式(イ) (ヘ) (ト) (チ)：

$W = 6 \sim 18 \text{ mm}$... (イ)

$H = 0.5 \sim 1.5 \text{ mm}$... (ヘ)

$T_a = 50 \sim 80 \mu\text{m}$... (ト)

$T_b = 80 \sim 250 \mu\text{m}$... (チ)

が成立するよう構成されてなることを特徴とする熱交換器。

【0045】

同項(10)記載の発明(第4発明)は、上記第2発明の熱交換器用チューブを用いた熱交換器を特定するものであるため、上記と同様に、軽量化を図りつつ、十分な耐圧性を得ることができる上更に、通路抵抗を小さくできて、熱交換性能を向上させることができる。

【0046】

なお、上記第2ないし第4発明において、チューブ幅(W)の好適範囲は、上記第1発明と同様、6～14 mmである。

【発明の効果】

【0047】

本発明によれば、軽量化を図りつつ、十分な耐圧性を得ることができる上更に、通路抵抗を小さくできて、熱交換性能を向上させることができるという効果がある。

【実施例】

【0048】

以下、発明の実施例について説明する。

【0049】

	A c	A t	P	L	A c/A t	P / L	N	H	W	P / W	N / W	T a	T b
	mm ²	mm ²	mm	mm	%	%	個	mm	mm	%	個/mm	mm	mm
実施例 1	5.29	8.92	64.1	17.3	59	371	28	1.15	8	801	3.50	0.06	0.1
実施例 2	8.36	13.5	101.2	25.3	62	400	44	1.15	12	843	3.67	0.06	0.1
実施例 3	11.3	18.1	131.8	33.3	63	396	57	1.15	16	824	3.56	0.06	0.1
比較例 1	22	46.1	55	35.4	48	155	4	3	16	344	0.25	0.5	0.5
比較例 2	7.15	18.1	74.7	32.1	40	233	28	1.15	16	467	1.75	0.14	0.2
比較例 3	4.16	18.1	59.8	32.1	23	186	26	1.15	8	748	3.25	0.1	0.1
比較例 4	6.05	18.1	73.3	32.1	33	228	32	1.15	8	916	4.00	0.03	0.1

W : チューブ本体の幅
T a : 仕切壁厚み
T b : 外周壁厚み

L : チューブ本体の外周囲長
N : 冷媒通路の本数
H : チューブ本体の高さ

A c : 冷媒通路の総断面積
A t : チューブ本体の断面積
P : 冷媒通路の総内周囲長

【0050】

<実施例 1>

上記実施形態（図 3 及び図 4）に準じて熱交換器用チューブを作製した。このとき上表 1 に示すように、冷媒通路の総断面積（A c）を 5. 29 mm²、チューブ本体の総断面積（A t）を 8. 92 mm²、冷媒通路の総内周囲長（P）を 64. 1 mm、チューブ本体の外周囲長（L）を 17. 3 mm、チューブ本体の総断面積に対する冷媒通路の総断面積（A c / A t）を 59%、チューブ本体の外周囲長に対する冷媒通路の総内周囲長（P

／L)を371%、冷媒通路の本数(N)を28本、チューブ高さ(H)を1.15mm、チューブ幅(W)を8mm、チューブ幅に対する冷媒通路の総内周囲長(P/W)を801%、チューブ幅に対する通路数(N/W)を3.50個/mm、チューブ本体の仕切壁厚み(Ta)を0.06mm、外周壁厚み(Tb)を0.1mmに調整した。

【0051】

更にこの熱交換器用チューブを用いて、図1に示すような熱交換器を作製した。

【0052】

<実施例2>

上表1に示すように、「Ac」を8.36mm²、「At」を13.5mm²、「P」を101.2mm、「L」を25.3mm、「Ac/At」を62%、「P/L」を400%、「N」を44本、「H」を1.15mm、「W」を12mm、「P/W」を843%、「N/W」を3.67個/mm、「Ta」を0.06mm、「Tb」を0.1mmに調整するようにして、上記と同様に熱交換器用チューブを作製し、同様に熱交換器を作製した。

【0053】

<実施例3>

上表1に示すように、「Ac」を11.3mm²、「At」を18.1mm²、「P」を131.8mm、「L」を33.3mm、「Ac/At」を63%、「P/L」を396%、「N」を57本、「H」を1.15mm、「W」を16mm、「P/W」を824%、「N/W」を3.56個/mm、「Ta」を0.06mm、「Tb」を0.1mmに調整するようにして、上記と同様に熱交換器用チューブを作製し、同様に熱交換器を作製した。

【0054】

<比較例1>

上表1に示すように、「Ac」を22mm²、「At」を46.1mm²、「P」を55mm、「L」を35.4mm、「Ac/At」を48%、「P/L」を155%、「N」を4本、「H」を3mm、「W」を16mm、「P/W」を344%、「N/W」を0.25個/mm、「Ta」を0.5mm、「Tb」を0.5mmに調整するようにして、上記と同様に熱交換器用チューブを作製した。

【0055】

<比較例2>

上表1に示すように、「Ac」を7.15mm²、「At」を18.1mm²、「P」を74.7mm、「L」を32.1mm、「Ac/At」を40%、「P/L」を233%、「N」を28本、「H」を1.15mm、「W」を16mm、「P/W」を467%、「N/W」を1.75個/mm、「Ta」を0.14mm、「Tb」を0.2mmに調整するようにして、上記と同様に熱交換器用チューブを作製し、同様に熱交換器を作製した。

【0056】

<比較例3>

上表1に示すように、「Ac」を4.16mm²、「At」を18.1mm²、「P」を59.8mm、「L」を32.1mm、「Ac/At」を23%、「P/L」を186%、「N」を26本、「H」を1.15mm、「W」を8mm、「P/W」を748%、「N/W」を3.25個/mm、「Ta」を0.1mm、「Tb」を0.1mmに調整するようにして、上記と同様に熱交換器用チューブを作製し、同様に熱交換器を作製した。

【0057】

<比較例4>

上表1に示すように、「Ac」を6.05mm²、「At」を18.1mm²、「P」を73.3mm、「L」を32.1mm、「Ac/At」を33%、「P/L」を228%、「N」を32本、「H」を1.15mm、「W」を8mm、「P/W」を916%、「N/W」を4.00個/mm、「Ta」を0.03mm、「Tb」を0.1mmに調整

するようにして、上記と同様に熱交換器用チューブを作製し、同様に熱交換器を作製した。

【0058】

<重量に関する評価試験>

上記実施例及び比較例の各熱交換器の重量(kg)をそれぞれ測定した、そして図5のグラフに示すように、各重量と、目標とする理想の熱交換器の重量(同グラフの太線に示す値)とをそれぞれ比較した。

【0059】

同グラフから明らかなように、実施例及び比較例3、4の熱交換器は、目標重量以内に抑えることができ、軽量であることが判る。これに対し、チューブ幅の大きい比較例1、2の熱交換器は、目標重量を超えるものであった。

【0060】

<耐圧性に関する評価試験>

上記実施例及び比較例の各熱交換器に対し、破壊試験を行って破壊圧力(MPa)をそれぞれ測定した。そして図6のグラフに示すように、各破壊圧力と、要求される理想の熱交換器の破壊圧力(同グラフの太線に示す値)とをそれぞれ比較した。

【0061】

同グラフから明らかなように、仕切壁厚み(Ta)が厚い実施例及び比較例1~3の熱交換器は、要求される破壊圧力よりも高く、十分な耐圧性を有していた。これに対し、仕切壁厚み(Ta)が薄い比較例4の熱交換器は、要求される破壊圧力に達するものではなかった。

【0062】

<放熱性に関する評価試験>

上記実施例及び比較例の各熱交換器における放熱量(kW)をそれぞれ測定した。そして図7のグラフに示すように、各放熱量と、目標とする理想の熱交換器の放熱量(同グラフの太線に示す値)とをそれぞれ比較した。

【0063】

同グラフから明らかなように、実施例及び比較例2の熱交換器は、目標とする放熱量よりも多く、十分な放熱性能を有していた。更に比較例3、4の熱交換器は、目標とする放熱量に少し満たない程度であった。これに対し、チューブ高さ(H)が過度に高い比較例1の熱交換器は、目標とする放熱量よりもかなり少なかった。

【0064】

<冷媒通路抵抗に関する評価試験>

上記実施例及び比較例の各熱交換器における冷媒通路抵抗をそれぞれ測定した。そして図8のグラフに示すように、各通路抵抗と、目標とする理想の熱交換器の通路抵抗(同グラフの太線に示す値)とをそれぞれ比較した。

【0065】

同グラフから明らかなように、実施例及び比較例1、2、4の熱交換器は、目標とする通路抵抗以内に抑えることができ、通路抵抗が低いものであった。これに対し、比較例3の熱交換器は、目標とする通路抵抗を超えるものであった。

【0066】

<総合評価>

【0067】

【表 2】

	重量	耐圧性	放熱量	通路抵抗
実施例 1	○	○	○	○
実施例 2	○	○	○	○
実施例 3	○	○	○	○
比較例 1	×	○	×	○
比較例 2	×	○	○	○
比較例 3	○	○	△	×
比較例 4	○	×	△	○

【0068】

上記実施例及び比較例の各熱交換器において、上記重量、耐圧性、放熱性及び通路抵抗の各評価試験の結果を、上表 2 にまとめて示す。同表において、各評価試験の目標を達成した熱交換器には「○」印、目標にはわずかに達しなかったものの実用化可能レベルの熱交換器には「△」印、目標を達成せず実用化困難な熱交換器には「×」印を付与している。

【0069】

上表 2 から明らかなように、本発明の要旨を満足する実施例 1～3 の熱交換器は、全ての評価において良好な結果が得られた。これに対し、本発明の要旨を逸脱する比較例 1～4 の熱交換器は、いずれかの評価において満足できない結果であった。

【図面の簡単な説明】

【0070】

【図 1】この発明に関連した熱交換器を示す正面図である。

【図 2】この発明に関連した熱交換器におけるヘッダーのチューブ接続部周辺を分解して示す斜視図である。

【図 3】この発明に関連した熱交換器用チューブを示す斜視図である。

【図 4】この発明に関連した熱交換器用チューブを示す断面図である。

【図 5】実施例及び比較例の熱交換器における目標重量との関係を示すグラフである。

【図 6】実施例及び比較例の熱交換器における要求耐圧との関係を示すグラフである。

【図 7】実施例及び比較例の熱交換器における目標放熱性能との関係を示すグラフである。

【図 8】実施例及び比較例の熱交換器における目標通路抵抗との関係を示すグラフである。

【符号の説明】

【0071】

60…熱交換器用チューブ

61…チューブ本体

63…外周壁

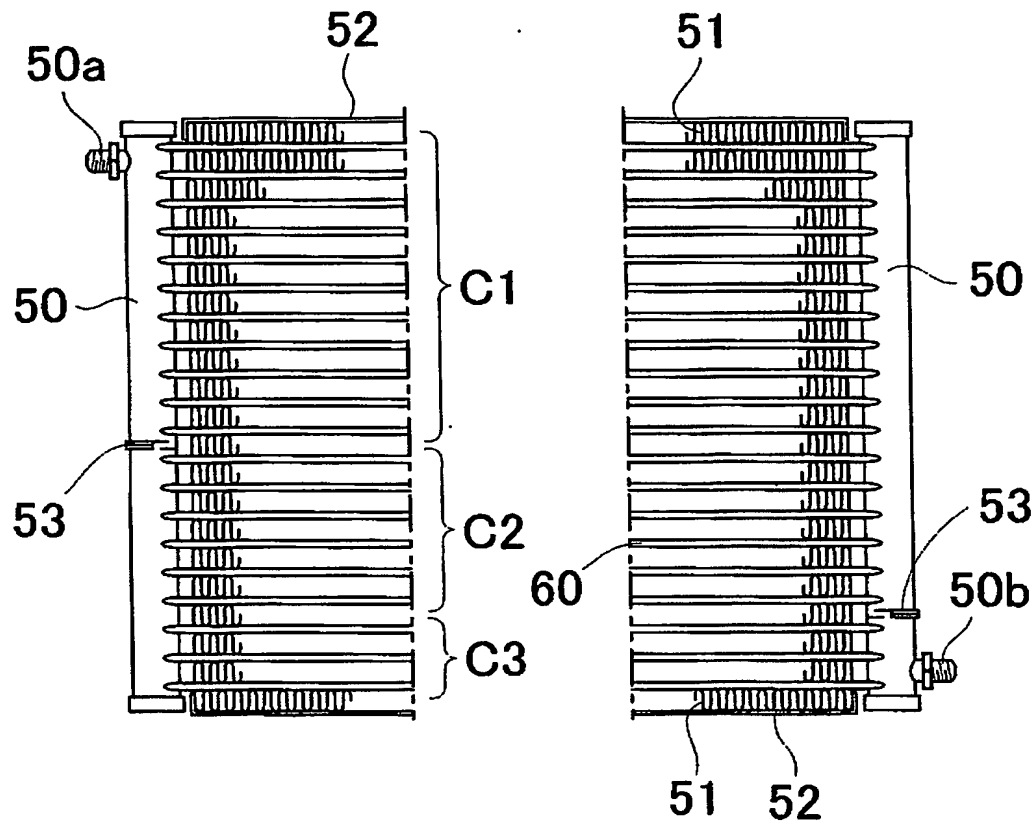
64…仕切壁

65…冷媒通路

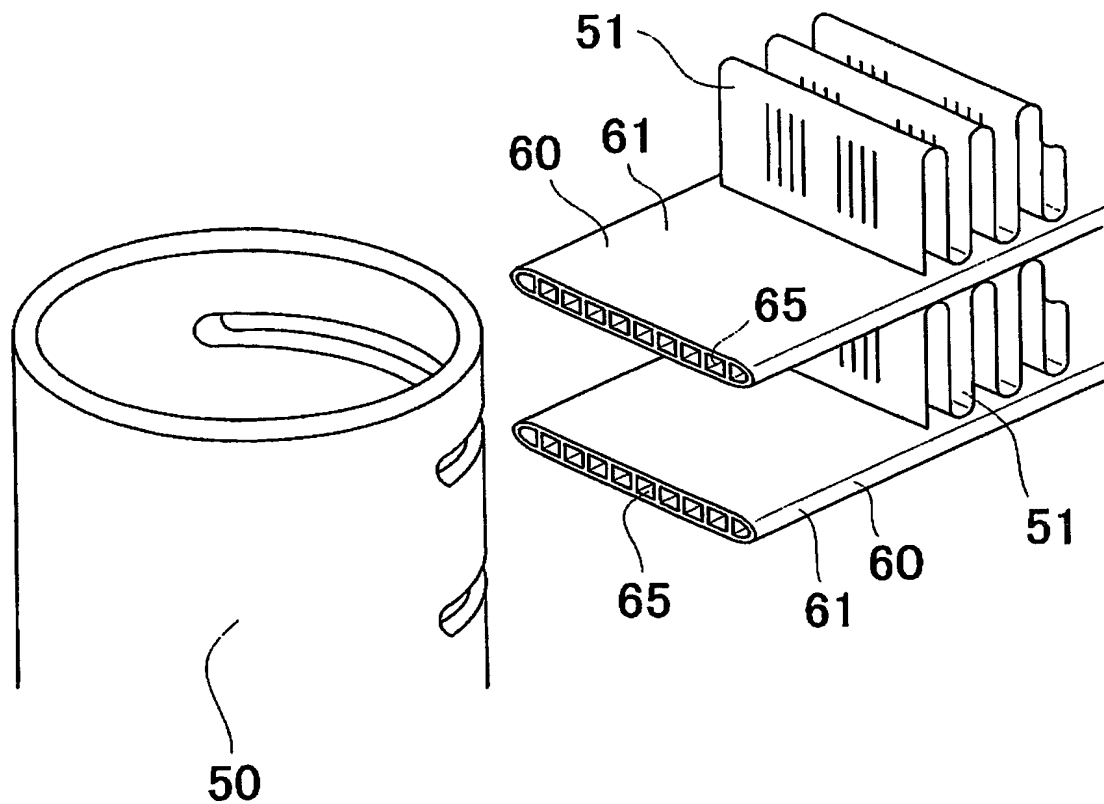
H…チューブ高さ
T a…仕切壁厚み
T b…外周壁厚み
W…チューブ幅

【書類名】 図面

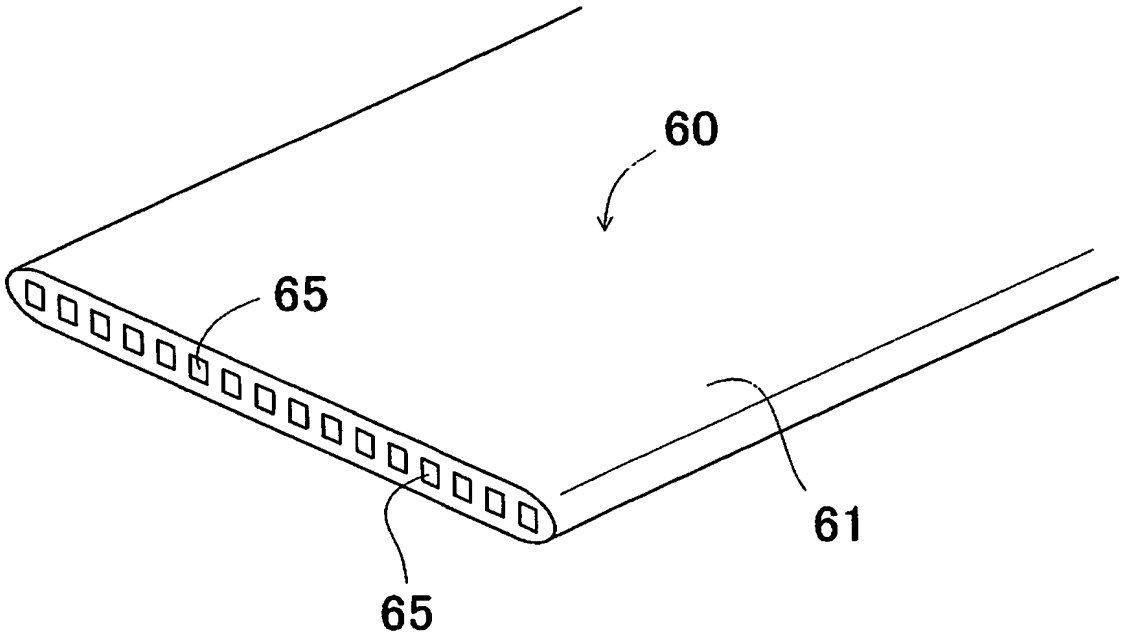
【図 1】



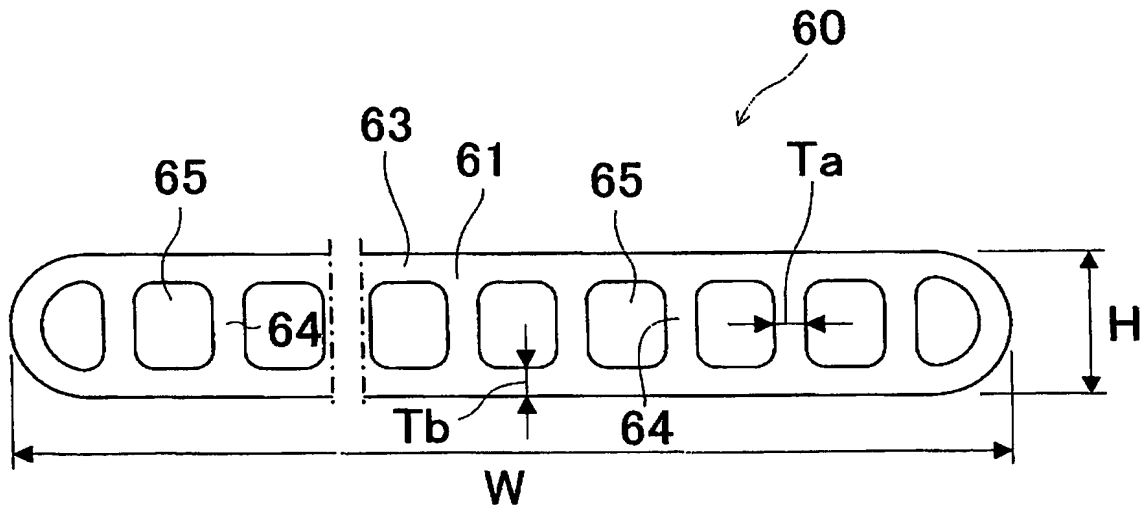
【図 2】



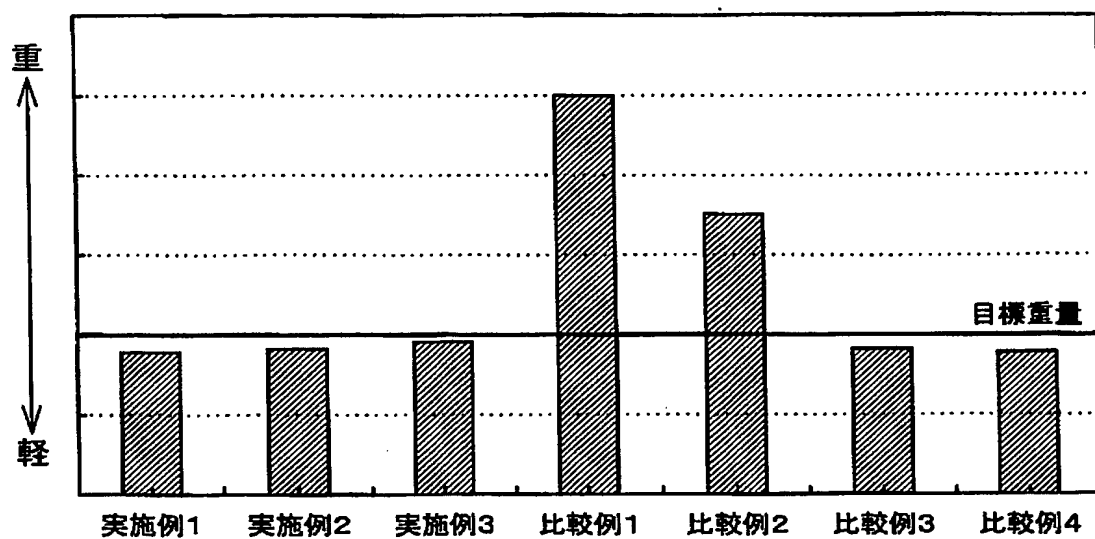
【図 3】



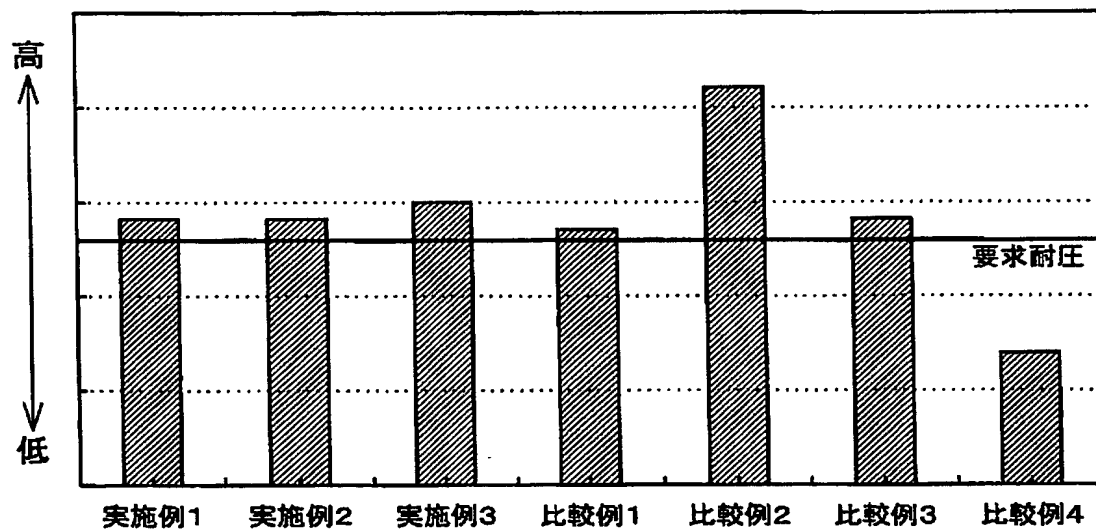
【図 4】



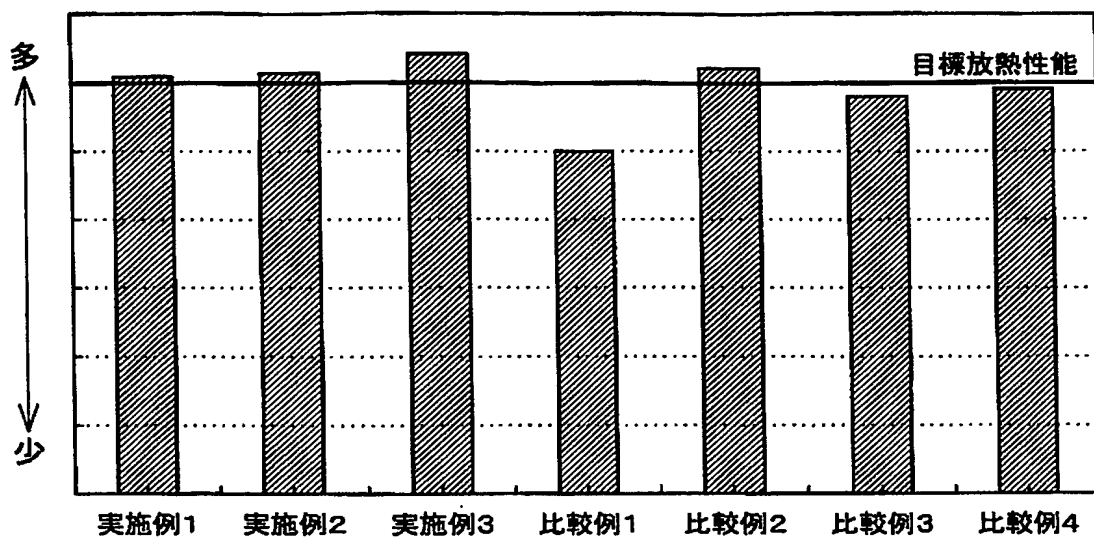
【図 5】



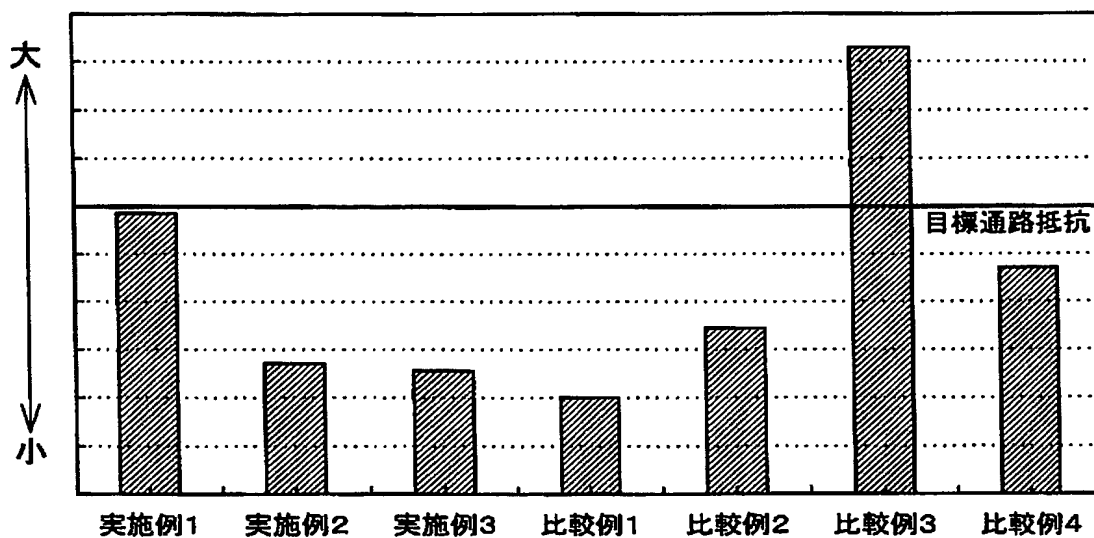
【図 6】



【図 7】



【図 8】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 軽量化を図りつつ、十分な耐圧性を備え、通路抵抗が小さく、熱交換性能にも優れた熱交換器用チューブを提供する。

【解決手段】 本発明は、ヘッダータイプの熱交換器に適用される熱交換器用チューブを対称とする。チューブ本体 61 の幅を「 W 」、冷媒通路 65 の総断面積を「 A_c 」、チューブ本体 61 の総断面積（冷媒通路部分を含む）を「 A_t 」、チューブ本体 61 の外周囲長を「 L 」及び冷媒通路 65 の総内周囲長を「 P 」としたとき、 $W=6\sim 18\text{ mm}$ 、 $A_c/A_t\times 100=50\sim 70\%$ 、 $P/L\times 100=350\sim 450\%$ の関係が成立するよう構成される。

【選択図】 図 4

特願 2003-327179

出願人履歴情報

識別番号

[000002004]

1. 変更年月日

1990年 8月27日

[変更理由]

新規登録

住 所

東京都港区芝大門1丁目13番9号

氏 名

昭和電工株式会社